بررسی تأثیر بازگشت‌ناپذيري‌های انباره اگزوز بر شدت صدای خروجی از اگزوز در موتورهای دیزل*

محسن قاضی‌خانی[(۱)]	محمد صدیق شهاب احمدی[(۲)]

چکیده *تجزیه و تحلیل اگزرژی در یک سیستم، ابزار مناسبی است که با کمک آن می‌توان افت‌های ترمودینامیکی در یک فرآیند را با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک، محاسبه نمود. در این تحقیق با تحلیل اگزرژی در انباره اگزوز موتور احتراق داخلی OM314، مقادیر بازگشت‌ناپذیری های ناشی از انتقال حرارت انباره به محیط، بازگشت‌ناپذیری داخل انباره اگزوز و بازگشت‌ناپذیری کلی در شرایط کارکرد مختلف موتور، اندازه گیری و محاسبه شده است. هم‌زمان، دسی بل صدای خروجی از اگزوز، اندازه گیری شده وتلاش شده است تا ارتباط بین شدت صدای خروجی از اگزوز موتور و مقادیر بازگشت‌ناپذیری‌ها مشخص شوند. نتایج، نشان می‌دهند که تقریباً با سه برابر شدن بازگشت‌ناپذیری‌های انباره اگزوز، دسی بل صدای اگزوز فقط ده درصد افزایش یافته است و بازگشت ناپذیری به علت انتقال حرارت، بیشترین سهم را در بازگشت ناپذیری کل انباره اگزوز دارد. به همین دلیل برای کاهش صدای اگزوز از دیدگاه قانون دوم، بهترین روش، سرد کردن انباره اگزوز پیشنهاد می‌باشد. اختلاف دمای انباره با محیط، عامل مهمی در میزان بازگشت ناپذیری در انباره اگزوز است؛ ولی نتایج تحقیق، ارتباط بیشتر افت فشار دو طرف انباره به صدای اگزوز را در مقایسه با اختلاف دما نشان داده است. این نتیجه، امکان تأثیر بازگشت ناپذیرها به میزان کمی در شدت صدای اگزوز را تأیید می نماید. افزون بر این نتایج نشان می دهند دسی بل صدای اگزوز عمدتاً تابع سرعت موتور است.*

واژه‌های کلیدی *موتورهای احتراق داخلی، بازگشت ناپذیری دراگزوز، اگزرژی، موازنه‌ی اگزرژی.*

Investigation of the Exhaust Silencer Irreversibility and the Sound Intensity Emitted from the Exhaust in Diesel Engines

M. Ghazikhani	M. S. Shahab-Ahmadi

Abstract *Exergy analysis is a method that can calculate thermodynamic losses by means of second law of thermodynamic. In this study, exergy analysis has been performed for the silencer of OM314 diesel engine. Irreversibility due to heat transfer from silencer to environment, silencer's internal irreversibility and total irreversibility for different conditions of engine operation have been measured and calculated. For finding out the relation between irreversibility and exit sound intensity, simultaneously, exit sound intensity from the silencer has been measured. Results illustrate that by tripling of silencer irreversibility, exit sound intensity increases only 10 percent. Also the results shows that the irreversibility due to heat transfers have the most contribution in total irreversibility of silencer. So from the view point of second law of thermodynamics, it seems that cooling the silencer can be an effective method for sound reduction. Also results illustrate that, sound intensity of silencer is basically dependent to engine speed.*

Key Words Exergy, Irreversibility, Exhaust silencer, Diesel engine.

---

* نسخه‌ی اولیه‌ی مقاله در تاریخ ۸٤/۱۰/۱۷ و نسخه‌ی نهایی آن در تاریخ ۸۵/۹/۲۷ به دفتر نشریه رسیده است.

(۱) نویسنده‌ی مسئول، استادیار گروه مکانیک، دانشکده‌ی مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

(۲) کارشناس ارشد مکانیک، دانشکده‌ی مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

مقدمه

در سال‌های اخیر توجه دانشمندان ترمودینامیک به یافتن روش‌هایی است که بتوانند قانون دوم ترمودینامیک را به صورت کاربردی اعمال نمایند. این روش به نام تحلیل اگزرژی نامیده شده است. روش اگزرژی، ابزاری است که اساس آن به دست آوردن افت‌های ترمودینامیکی با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک است. این روش، تحت عنوان تحلیل قابلیت کاردهی نیز نامیده می‌شود [1].

پیشگیری از آزار غوغای ترافیک زمینی که در شهرهای بزرگ روز به روز فزونی می‌گیرد، ضرورت استفاده از وسایل کاهش صدا را افزایش می‌دهد. کارخانه‌های سازنده‌ی وسائل نقلیه، ملزم به پیش‌بینی وسایلی برای محدود کردن صدای موتورها و دیگر اجزاء مولد صدا شده‌اند[۲]. شدت صوت آزاردهنده که باعث بروز ناراحتی‌های گوش می‌گردد، برای همه یکسان نیست و برخی نمی‌توانند در محیط پر سر و صدایی که شدت صوت آن ۷۵ تا ۸۰ دسی‌بل باشد، مدت‌های مدیدی به کار اشتغال ورزند؛ در حالی که برخی دیگر بدون احساس هیچ‌گونه ناراحتی، شدت صدای ۹۰ الی ۹۵ دسی‌بل را هم تحمل می‌کنند [۷].

انباره اگزوز (صدا خفه کن) با ایجاد افت فشار، اصطکاک و تغییر در مسیر جریان سیال، انرژی کل سیال را مستهلک و شدت صوت را کاهش می‌دهد. بازگشت ناپذیری در جریان سیال نیز به مفهوم کاهش قابلیت کاردهی و استهلاک پتانسیل انجام کار است.

هدف از این تحقیق، بررسی و درک ارتباط شدت صوت و بازگشت ناپذیری صدا خفه کن در موتور احتراق داخلی است. برای دست‌یابی به این هدف با تحلیل اگزرژی محفظه‌ی انبار اگزوز، مقادیر بازگشت‌ناپذیری‌ها اعم از بازگشت‌ناپذیری‌های ناشی از انتقال حرارت انباره اگزوز به محیط و بازگشت‌ناپذیری داخل انباره را در شرایط مختلف کارکرد موتور محاسبه می‌کنیم. با گذاشتن انباره اگزوز در مسیر خروج گازهای حاصل از احتراق در موتور، عملاً یک فشار پشتی بر موتور اعمال می‌شود که این امر باعث افزایش اصطکاک پمپی در موتور است. در صورتی که بتوان با تولید انتروپی (ایجاد بازگشت ناپذیری) صدای اگزوز را کاهش داد، به‌دلیل آن که تولید انتروپی فقط تابع فشار نیست، خواهیم توانست با فشار پشتی کم‌تر و اصطکاک پمپی کم‌تر، صدای اگزوز را کاهش دهیم. این مسأله به درک عمیق ارتباط صدای اگزوز و تولید انتروپی یا بازگشت‌ناپذیری در انباره‌ی اگزوز وابسته است.

در این مقاله، نحوه‌ی محاسبه‌ی بازگشت ناپذیری‌های داخلی و بازگشت‌ناپذیری بر اثر انتقال حرارت در یک انباره اگزوز با استفاده از موازنه‌ی اگزرژی توضیح داده شده است. سپس با توضیح مختصری از اکوستیک و شدت صوت، بستر آزمایش و نحوه‌ی آزمایشات بیان شده است. در انتها نتایج به دست آمده از ارتباط بازگشت‌ناپذیری‌ها و شدت صدای اگزوز، مورد بررسی واقع شده است.

اگزرژی

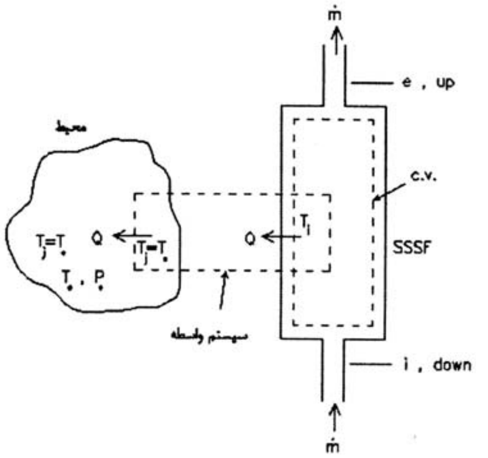
تحلیل اگزرژی، ترکیب قانون‌های اول و دوم ترمودینامیک می‌باشد. با تحلیل اگزرژی، می توان میزان دقیق تلفات کارایی انرژی، محل و علت آن را به نحو مطلوبی پیدا و مشخص کرد[3].

برای مشخص کردن کارایی یک سیستم، نه تنها فرایندهایی که در داخل سیستم اتفاق می‌افتد باید مدنظر باشد، بلکه ارتباط و انتقال انرژی بین سیستم و محیط بیرون آن به جهت افت پتانسیل کار بایستی مورد توجه قرار گیرد. فقط در این صورت است که کارایی واقعی سیستم به دست می‌آید[3].

موازنه‌ی اگزرژی در انباره اگزوز

فرآیند در انباره اگزوز، فرآیند حالت پایدار، جریان پایدار(Steady State Steady Flow)(SSSF) است. همان گونه که در شکل (۱) ملاحظه می‌شود، سیستم

واسطه برای توضیح بهتر بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت آورده شده است. موازنه‌ی اگزرژی را برای یک فرآیند در حالت عام با دمای منابع حرارتی بیرون از حجم کنترل معادل T_j می‌نویسیم [4].



شکل ۱ فرایند حالت پایدار جریان پایدار در انباره

$$\frac{d\Phi_{cv}}{dt} = \sum \dot{\Phi}_{Qj} + \sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e + \dot{W}_{act} - \dot{I}_{total} \tag{۱}$$

در رابطه‌ی (۱) $\frac{d\Phi_{cv}}{dt}$ نرخ زمانی تغییر اگزرژی غیر جریانی حجم کنترل است که در فرایندSSSF انباره اگزوز، معادل صفر است.

$$\frac{d\Phi_{cv}}{dt} = \frac{d(E + P_0 V - T_0 S)}{dt} = 0 \tag{۲}$$

$\sum \dot{\Phi}_{Qj}$: عبارت از نرخ زمانی اگزرژی ناشی از انتقال حرارت با یک منبع حرارتی با دمای T_j می‌باشد که در این‌جا برابر صفر است. چون $(T_J = T_0)$ است. در موازنه‌ی اگزرژی رابطه‌ی (۱) سیستم واسطه با حجم کنترل، روی‌هم حجم کنترلی را تشکیل می‌دهند که دمای بدون واسطه‌ی حجم کنترلی در مرز T_J بوده و دمای منابع حرارتی به غیر از محیط را نیز شامل می‌شود. در انباره اگزوز $T_J = T_o$ است. به بیان دیگر، نرخ اگزرژی به علت انتقال حرارت در معادله‌ی (۱)، عبارت از بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت با محیط است که دمای بدون واسطه‌ی حجم کنترل آن دمای محیط است و معادل صفرمی‌شود. بی‌شک با استفاده از رابطه‌ی (۱) بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت اگزوز به محیط در مقدار I_{total} نهفته است که نحوه‌ی محاسبه‌ی آن در قسمت‌های بعدی توضیح داده شده است[4].

$$\sum \dot{\Phi}_{Qj} = \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) = \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) = 0 \tag{۳}$$

$\dot{I}_{total}$: نرخ زمانی بازگشت‌ناپذیری کلی حجم کنترل

$\sum \dot{m}_i \psi_i$: نرخ زمانی اگزرژی جریان ورودی جرم به حجم کنترل

$\sum \dot{m}_e \psi_e$: نرخ زمانی اگزرژی جریان خروجی جرم از حجم کنترل

$\dot{W}_{act}$: توان محوری که در انباره برابر صفر است.

$$\mathring{W}_{act} = 0 \tag{٤}$$

$\dot{m}_e, \dot{m}_i$: دبی جرمی ورودی و خروجی حجم کنترل که در این‌جا با هم مساوی هستند.

$$m^\circ = m_e^\circ + m_i^\circ \tag{٥}$$

با توجه به روابط (۱) الی (۵) رابطه‌ی موازنه‌ی اگزرژی به فرم زیر ساده می‌شود:

$$\dot{I}_{total} = \dot{m}\psi_i - \dot{m}\psi_e = \dot{m}(\psi_i - \psi_e) \tag{٦}$$

و با توجه به مفهوم اگزرژی جریان جرم سیال، خواهیم داشت:

$$\dot{I}_{total} = m^\circ\left[\left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i - T_0 s_i\right)\right] - \left(h_e + \frac{V_i^2}{2} + gZ_e - T_0 s_e\right) \tag{۷}$$

صرف نظر از اختلاف سینتیک و پتانسیل در ورودی و خروجی داریم:

$$\dot{I}_{total} = m^{\circ}\left[(h_i - h_e) - T_0(s_i - s_e)\right] \quad (۸)$$

در رابطه‌ی فوق T_0 دمای محیط که معلوم است و کمیات مجهول $(h_i\text{-}h_e)$، $(s_i\text{-}s_e)$ می‌باشند که به تفکیک، هرکدام محاسبه شده است.

محاسبه‌ی دبی جرمی کل موتور

برای محاسبه، دبی جرمی کل موتور داریم:

$$m^{\circ} = m^{\circ}{}_a + m^{\circ}{}_f \quad (۹)$$

$\dot{m}_a$: دبی جرمی هواست که توسط افت فشار از مسیر اریفیس و تانک هوا در بستر تست اندازه گیری و محاسبه شده است.

$\dot{m}_f$: دبی جرمی سوخت است که با کمک کرنومتر و سیستم اندازه گیری حجمی سوخت با دانسیته‌ی معلوم، اندازه‌گیری و محاسبه می‌شود.

محاسبه‌ی تغییر آنتالپی جریان ورودی تا خروجی در انباره اگزوز

برای محاسبه‌ی $(\Delta h = h_e - h_i)$ اختلاف آنتالپی دو سر انباره داریم:

$$dh = C_p dT \quad (۱۰)$$

در موتور دیزل چون نسبت هم‌ارزی سوخت به هوا (ϕ) همواره کوچک‌تر از یک است، تغییرات گرمای ویژه‌ی محصولات احتراق با مدل هوا با رفتار گاز کامل در دمای یکسان با اگزوز، در نظرگرفته شده است. بنابراین رابطه‌ی C_p بر حسب T را داریم [۵]:

$$\overline{C}_p = 28.11 + 0.1967\times10^{-2}T + 0.4802\times10^{-5}T^2 - 1.966\times10^{-9}T^3 \quad (۱۱)$$

با قراردادن C_p از رابطه‌ی(۱۱) در رابطه‌ی (۱۰) و انتگرال‌گیری از دمای ورودی تا خروجی محفظه‌ی انباره که با اندازه‌گیری دماهای بالا و پایین به دست می‌آیند، داریم:

$$h_{up} - h_{down} = \frac{1}{28.9}[28.11(T_{up} - T_{down}) + 0.9835\times10^{-3}(T_{up}^2 - T_{down}^2) +$$

$$\int_{down}^{up} dh = \int_{down}^{up} C_p dT \quad (۱۲)$$

$$0.16\times10^{-5}(T_{up}^3 - T_{down}^3) - 0.4915\times10^{-9}(T_{up}^4 - T_{down}^4)] \quad (۱۳)$$

تغییر آنتالپی دوسر انباره از رابطه‌ی (۱۳) محاسبه شده است.

محاسبه‌ی تغییر انتروپی جریان ورودی تا خروجی در انباره اگزوز

برای محاسبه‌ی تغییر انتروپی با استفاده از مدل هوای هم‌دما با محصولات احتراق در اگزوز با رفتار گاز کامل و با گرماهای ویژه‌ی متغیر برای مخلوط جریان اگزوز عبوری از انباره داریم[6]:

$$\int_{down}^{up} ds = \int_{down}^{up} \frac{C_p dT}{T} - RLn\left(\frac{P_{up}}{P_{down}}\right) \quad (۱٤)$$

در رابطه‌ی (۱۳) داریم:

s : انتروپی مخصوص $\left[\frac{Kj}{Kg.K}\right]$

C_p: گرمای ویژه‌ی مخلوط اگزوز $\left[\frac{Kj}{Kg.K}\right]$

T : دما بر حسب کلوین

P : فشار مطلق بر حسب کیلوپاسکال

و $R = R_{air} = 0.287\frac{Kj}{Kg.K}$ است.

$$S_{up} - S_{down} = \frac{1}{28.9}[28.11Ln\left(\frac{T_{up}}{T_{down}}\right) + 0.1967\times10^{-2}(T_{up} - T_{down}) + 0.2401\times10^{-5}(T_{up}^2 - T_{down}^2) - 0.655\times10^{-9}(T_{up}^3 - T_{down}^3)] - RLn\left(\frac{p_{up}}{p_{down}}\right) \quad (۱۵)$$

تغییرات انتروپی دوسر انباره از رابطه‌ی (۱۵) محاسبه شده است.

محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز

بازگشت ناپذیری کلی انباره اگزوز ($\dot{I}_{total}$) از رابطه‌ی (۸) محاسبه شده است:

$$\dot{I}_{total} = m^{\circ}\left[(h_i - h_e) - T_0(s_i - s_e)\right] \qquad (۸)$$

محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت از انباره اگزوز به محیط

نرخ زمانی بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت ($\dot{I}_Q$) در محیطی بین حجم کنترل و منبع حرارتی به نام سیستم واسطه به وقوع می‌پیوندد (انتقال حرارت از طریق سیستم واسطه صورت می‌پذیرد)[4]. داریم:

$$\dot{I}_Q = T_{\circ}\dot{\sigma}_Q \qquad (١٦)$$

$T_{\circ}$: دمای محیط

$\dot{\sigma}_Q$: نرخ زمانی تولید انتروپی به علت انتقال حرارت

جهت محاسبه‌ی تولید انتروپی، به علت انتقال حرارت با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک برای سیستم واسطه کمک گرفته شده است. در نتیجه، تولید انتروپی به علت انتقال حرارت برابر است با [4]:

$$\dot{\sigma}_Q = -\frac{\dot{Q}}{T_i} + \frac{\dot{Q}}{T_0} \qquad (۱۷)$$

برای محاسبه $\dot{\sigma}_Q$ از رابطه‌ی (۱۷)، $\dot{Q}$ حرارت انتقال یافته از انباره اگزوز به محیط است. چون دمای سطح کنترل T_i، از ورود تا خروج متغیر است، برای محاسبه $\dot{Q}$ با نوشتن معادله‌ی انرژی برای انباره اگزوز داریم:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{up} - h_{down}) = \dot{m}\int_{T_{down}}^{T_{up}} C_p dT \qquad (۱۸)$$

حال جهت محاسبه‌ی تولید انتروپی به علت انتقال حرارت، ابتدا از رابطه‌ی (۱۷) دیفرانسیل و سپس انتگرال گرفته و با جای‌گذاری $\dot{Q}$ از رابطه‌ی (۱۸) $\dot{\sigma}_Q$ به دست می‌آید. در نهایت با قراردادن $\dot{\sigma}_Q$ محاسبه شده در رابطه‌ی (١٦) میزان بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت با توجه به رابطه‌ی (۱۹) محاسبه می‌شود:

$$I_Q^o = T_o\int \delta\dot{\sigma}_Q = T_o\left[-\int\frac{\delta Q^{\circ}}{T_i} + \int\frac{Q^{\circ}dT_i}{T_i^2} + \int\frac{\delta Q^{\circ}}{T_{\circ}}\right]$$

$$I_Q^o = T_o\left\{-m^{\circ}\int_{Tdown}^{Tup}\frac{C_p dT_i}{T_i} + m^{\circ}\left[\frac{1}{T_{down}} - \frac{1}{T_{up}}\right]\int_{T_{down}}^{T_{up}} Cd_p T_i + \frac{m^{\circ}}{T_{\circ}}\int_{T_{down}}^{T_{up}} C_p dT_i\right\} \qquad (۱۹)$$

محاسبه‌ی بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره اگزوز

تفاوت بازگشت‌ناپذیری کلی و بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت، بازگشت‌ناپذیری داخلی $\dot{I}_{c.v.}$ است، و به صورت زیر به دست می‌آید [4]:

$$\dot{I}_{c.v.} = \dot{I}_{total} - \dot{I}_Q \qquad (۲۰)$$

اکوستیک

صوت هنگامی تولید می‌شود که جسمی مانند یک دیاپاژن یا یک تار ارتعاش کند و یا یک تیغه و یا یک صفحه و ... به ارتعاش در آید و به طور متناوباً هوای مجاور خود را متراکم و منبسط کند [۷، ۸]. صوتی به راحتی شنیده می‌شود که شدت آن بین دو حد آستانه‌ی شنوایی و آستانه‌ی دردناکی قرار گیرد. آستانه‌ی شنوایی عبارت است از کم‌ترین شدت صوتی که گوش انسان قادر به شنیدن آن باشد. آستانه‌ی دردناکی عبارت است از بیشترین صوتی که بدون احساس درد، گوش انسان قادر به شنیدن آن باشد.

دو حد بالایی و پایین شدت صوت به فرکانس صوت بستگی دارند. برای اصواتی که فرکانس آن‌ها برابر ۱۰۰۰ هرتز باشد، آستانه‌ی شنوایی برابر است با:

$$I_0 = 10^{-12}\,\frac{W}{m^2} \qquad (۲۱)$$

و آســتانه‌ی دردنــاکی در همــان فرکــانس ۱۰۰۰ هرتز برابر است با:

$$I = 1\frac{W}{m^2} \qquad (۲۲)$$

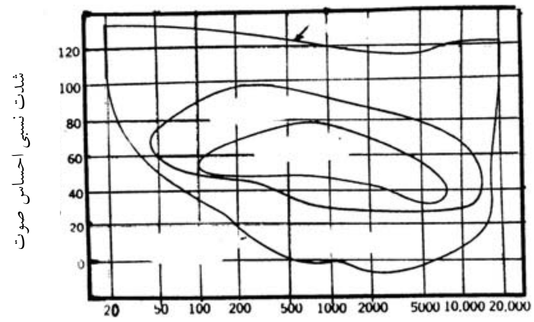
بـا انـدازه‌گیـری آسـتانه‌ی شـنوایی و آسـتانه‌ی دردناکی در فرکانس‌های مختلف، نمودار شنوایی گوش انسان یا سطح شنوایی، مشخص می‌شود که این نمـودار مطابق شکل (۲) است [۹،۷،۲].

برای درجه‌بندی اصوات، نظر به ایـن‌کـه نـسبت حداکثر شدت صوت قابل شنیدن بـه حـداقل آن، عـدد بسیار بزرگی مانند $۱۰^{۱۲}$ است، از لگـاریتم ایـن نـسبت استفاده کرده‌اند. لگاریتم این نسبت را که شـدت نـسبی احساس صـوت مـی‌نامنـد از رابطـه‌ی زیـر بـه دسـت می‌آورند [۲,12,13]:

$$B = \mathrm{Log}\left(\frac{I}{I_0}\right) \qquad (۲۳)$$

این نسبت B را برحسب واحد بل، به احترام نام گراهام‌بل مخترع تلفن، بیان می‌کنند. نظر به ایـن‌کـه بـل واحد بزرگی است از واحد کـوچکی بـه نـام دسـی‌بـل استفاده می‌شود یعنی:

$$dB = 10^{-1}\mathrm{Log}\left(\frac{I}{I_0}\right) \qquad (۲٤)$$

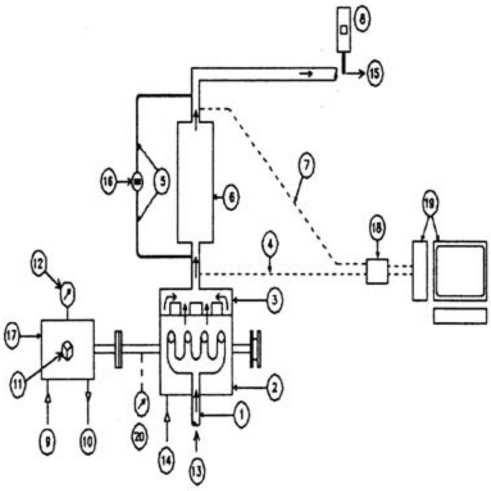


شکل ۲ آستانه‌ی شنوایی و آستانه‌ی دردناکی در فرکانس‌های مختلف

از رابطه‌ی (۲۱) تا (۲٤)، مفهوم واحد اندازه‌گیـری شـدت صـوت، توضـیح داده شـده اسـت. در ایـن کـار پژوهشی، شدت نسبی صـوت، توسـط دسـتگاه صـوت سنج Lurton اندازه گیری شده است و از روابـط فـوق، جهت محاسبه‌ی شدت صوت استفاده نشده است.

بستر آزمایش

برای بررسی میزان بازگشت‌ناپذیری‌های انباره اگـزوز و ارتباط آن با دسی‌بـل اگـزوز، بـستر آزمـایش بـا طـرح شماتیک شکل (۳) و امکانات زیر مـورد اسـتفاده قـرار گرفته است:



شکل ۳ شمای کلی بستر آزمایش

۱. مانی فولد هوا
۲. موتور دیزل OM314
۳. مانی فولد اگزوز
٤. ترموکوپل قبل از انباره
۵. لوله‌های رابط مانومتر اختلاف فشار دو طرف انباره
٦. انباره اگزوز
۷. ترموکوپل بعد از انباره
۸. دسی بل متر دیجیتالی
۹. مسیر ورودی آب دینامومتر
۱۰. مسیر خروجی آب دینامومتر

۱۱. اهرم بارگذاری دینامومتر
۱۲. نشان‌دهنده‌ی تورک مصرفی موتور
۱۳. هوای ورودی به موتور
۱٤. سوخت ورودی به موتور
۱۵. محصولات خروجی از اگزوز
۱٦. مانومتر اختلاف فشار دو طرف انباره اگزوز
۱۷. دینامومتر Froud
۱۸. برد اینترفیس
۱۹. کامپیوتر و مانیتور
۲۰. دورسنج مغناطیسی

موتور دیزل OM314

موتور تنفس طبیعی دیزل OM314 که در موتور مینی‌بوس 0301 و کامیونت خاور Lp106 مورد استفاده قرار می‌گیرد، با مشخصات فنی به شرح ذیل مورد استفاده واقع شده است:

مدل: دیزل- OM314
قطر سیلندر: 97mm
کورس پیستون: 128mm
حجم کل: 3.784lit
نسبت تراکم: 17:1
ماکزیمم قدرت:85h.p
ماکزیمم گشتاور: 235N.m
ماکزیمم دور: 2800rpm
فشار مؤثر متوسط: 6.8bar@2800rpm

این موتور چهار سیلندر، چهار زمانه و از نوع تزریق مستقیم (DI) می‌باشد.

انباره اگزوز

انباره اگزوز که وظیفه‌ی کاهش میزان صدای حاصل از فرآیند اگزوز را دارد، در مسیر اگزوز قرار گرفته است. خفه‌کن صدا یا انباره اگزوز، شامل سوراخ‌ها، مجراها و محفظه‌هایی است که گازها از آن‌ها عبور کرده و ضربه‌های ناشی از فشار گازهای وارد شده به دستگاه اگزوز را که در موقع بازشدن سوپاپ دود به وجود می‌آید، مستهلک می‌نماید.

دسی‌بل‌متر دیجیتالی

جهت اندازه‌گیری شدت صوت از یک دسی‌بل متر دیجیتالی ساخت کارخانه Lutron و میزان خطا ۰/۱dB و با رنج‌کاری 35-130 dB استفاده شده است. برای اندازه‌گیری شدت صوت خروجی از انباره پس از آن که موتور در سرعت و گشتاور ثابت تنظیم گردید، قسمت حس‌گر را در دهانه‌ی اگزوز قرار داده و میزان دسی‌بل خروجی را اندازه‌گیری می‌نماییم.

نحوه‌ی انجام آزمایشات

چون در این پروژه تأثیر بازگشت ناپذیری انباره اگزوز در رابطه با دسی‌بل اگزوز در حالت پایدار مورد بررسی قرار گرفته است، لذا در هر آزمایش مراحل زیر مورد توجه واقع شده است:

۱. در شروع هر سری، آزمایش بعد از استارت موتور و با گذشت زمانی در حدود ۱۰ دقیقه، موتور تا دمای کارکرد، حدود ۷۰ $^{\circ}$C، گرم شده است.
۲. در این مرحله توسط یک سیستم نگهدارنده، موقعیت شانه گاز همراه با اعمال گشتاورهای مختلف، توسط دینامومتر تثبیت می‌شود. دورهای آزمایش شده عبارتند از:

(1200,1300, 1400, 1500, 1600, 1700)rpm

گشتاورهای اعمال شده توسط دینامومتر از صفر تا ٦۰ نیوتن متر درسرعت‌های مختلف موتور اعمال شده است.

۳. بعد از اطمینان از شرایط ۱ و ۲، پارامترهای مورد نیاز از روی بستر آزمایش برداشت شده است.
٤. پس از تثبت داده‌ها برای گشتاورهای مختلف در سرعت معینی از موتور، مراحل قبل برای سرعت جدید تکرار شده است.

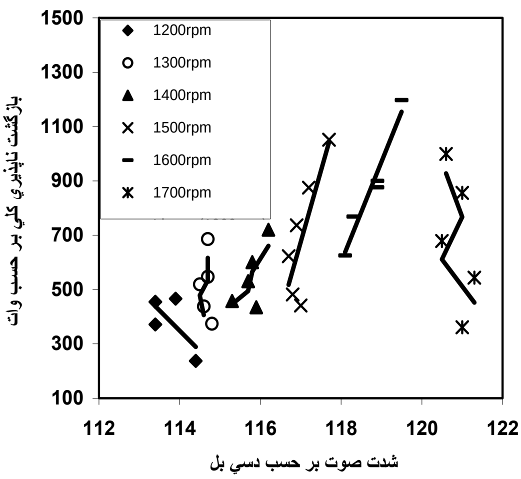
پردازش داده‌های آزمایشگاهی

با توجه به پارامترهای اندازه‌گیری شده در حالت‌های مختلف، مقادیر زیر محاسبه شده‌اند:

١. دبی جرمی ورودی موتور،
٢. اختلاف انتالپی دوسر انباره،
٣. نرخ انتقال حرارت انباره،
٤. اختلاف انتروپی دو سر انباره،
٥. بازگشت‌ناپذیری کلی انباره،
٦. بازگشت‌ناپذیری ناشی از انتقال حرارت انباره،
٧. بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره.

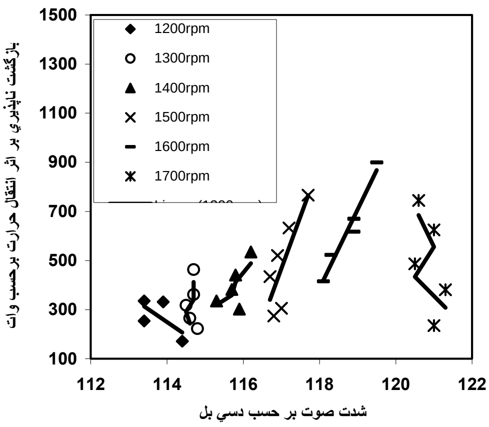
بررسی و تحلیل نتایج

همان‌طور که در شکل‌های (٤)، (٥) و (٦) دیده می‌شود با افزایش بازگشت‌ناپذیری، دسی‌بل اگزوز افزایش می‌یابد، اما بایستی توجه داشت که افزایش تقریباً سیصد درصدی بازگشت‌ناپذیری کلی و بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت، فقط ده درصد میزان دسی‌بل صدا افزایش یافته است.

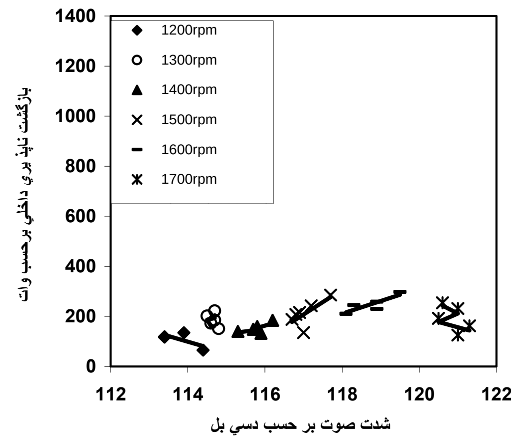


شکل ٤ تغییرات بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز نسبت به دسی‌بل اگزوز در موتور OM314

با توجه به شکل‌های (٤)، (٥) و (٦)، ملاحظه می‌شود عامل افزایش شدت صوت عمدتاً با افزایش سرعت موتور به وجود آمده است؛ البته افزایش سرعت موتور دبی جرمی ورودی به موتور را افزایش داده و بازگشت ناپذیری کلی را نیزافزایش داده است. با مقایسه‌ی شکل (٥) و (٦)، دریافت می شود که بازگشت ناپذیری داخلی همراه با تغییر شدت صوت تغییرات بسیار ناچیزی داشته، اما بازگشت ناپذیری به علت انتقال حرارت، نقش بیشتری در شدت صدای اگزوز دارد.



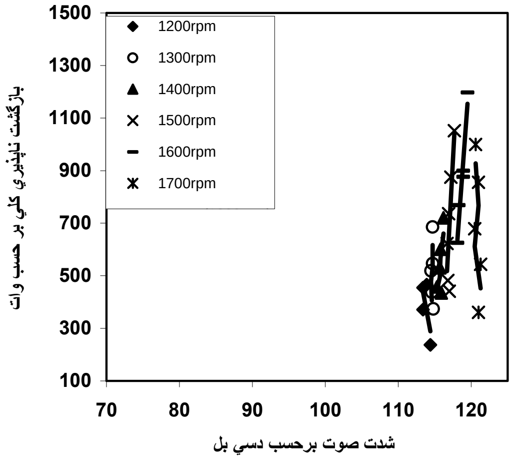
شکل ٥ تغییرات بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت انباره اگزوز نسبت به دسی‌بل اگزوزا در موتور OM314



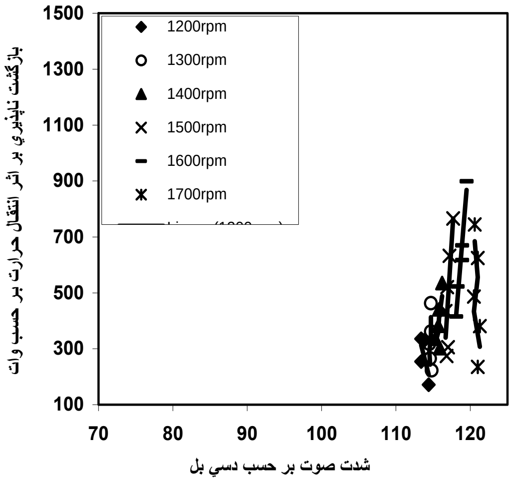
شکل ٦ تغییرات بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره اگزوز نسبت به دسی‌بل اگزوز در موتور OM314

برای نشان دادن تغییرات بازگشت ناپذیری اگزوز OM314 نسبت به دسی‌بل صدا، بهتر است اشل دسی‌بل صدا را از شروع احساس شنوایی تا حد دردناکی قرار دهیم. در صورتی که فرکانس صوت اگزوز را در حدود ٥٠٠ تا ٥٠٠٠ هرتز در نظر بگیریم

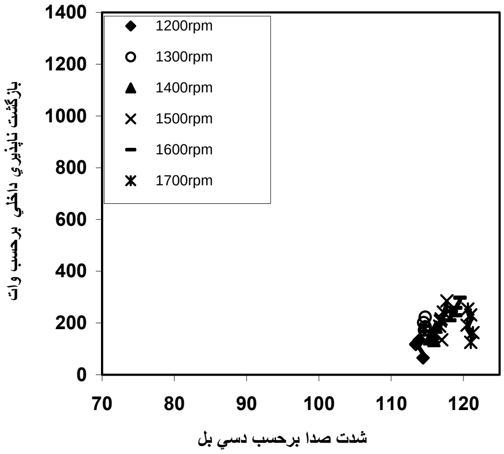
[10]، با توجه به شکل (۲) حدّ شنوایی و حدّ دردناکی بین صفر تا ۱۲۰ دسی‌بل تغییر می‌کند. درصورتی‌که محدوده‌ی تغییرات شدت صوت را کمی قبل از حدّ دردناکی (۷۰ دسی بل) و کمی بیشتر از حدّ دردناکی (۱۲۵ دسی بل) درنظر بگیریم، همان‌گونه که در شکل‌های (۷)، (۸) و (۹) ملاحظه شده است، در می‌یابیم که تغییرات دسی بل اگزوز (به علت نزدیکی سنسور صوت به دهانه اگزوز) در این آزمایشات عمدتاً در حدّ دردناکی صدا بوده است. در این نتایج، بازگشت ناپذیری انتقال حرارت نیز تأثیر بیشتری در افزایش صوت در مقایسه با بازگشت ناپذیری داخلی داشته است.



شکل ۷ تغییرات بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز نسبت به دسی‌بل اگزوز در موتور OM314



شکل ۸ تغییرات بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت انباره اگزوز به دسی‌بل اگزوز در موتور OM314

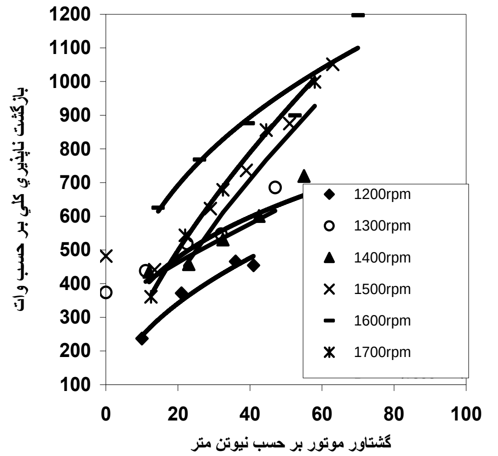


شکل ۹ تغییرات بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره اگزوز نسبت به دسی‌بل صدای اگزوز در موتور OM314

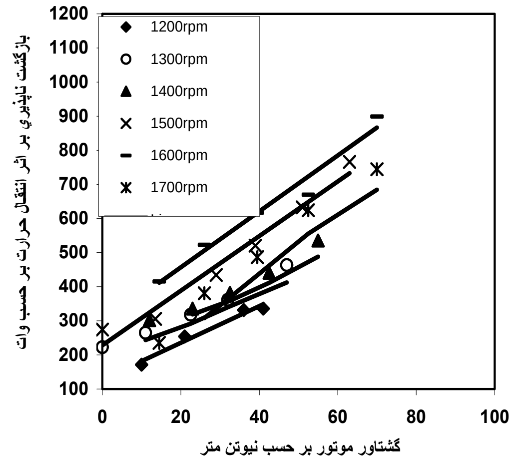
همان‌طور که در شکل‌های (۱۰)، (۱۱) و (۱۲) مشاهده می‌شود، تغییرات بازگشت‌ناپذیرهای انتقال حرارت وکلی اگزوز با افزایش گشتاور افزایش یافته است. علت این موضوع را می‌توان چنین بیان کرد که با افزایش گشتاور موتور در سرعت ثابت، هم دبی جرمی سوخت مصرفی افزایش می‌یابد (افزایش دبی جرمی سوخت در مقایسه با دبی هوای موتور ناچیزاست) و هم دمای انباره اگزوز زیاد می‌شود. با افزایش دمای انباره، فقط بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت زیاد می‌شود. در صورتی که با افزایش سرعت موتور دبی هوا افزایش یابد، بازگشت‌ناپذیری کلی افزایش می‌یابد. شکل‌های (۱۱) و (۱۲) نشان می‌دهند افزایش گشتاور تأثیر قابل توجهی در بازگشت ناپذیری به علت انتقال حرارت داشته، ولی تأثیرجزئی در بازگشت ناپذیری داخلی ایفا نموده است.

شکل‌های (۱۳)، (١٤) و (١٥) تغییرات بازگشت ناپذیری‌ها را نسبت به سرعت موتور نشان می‌دهد.

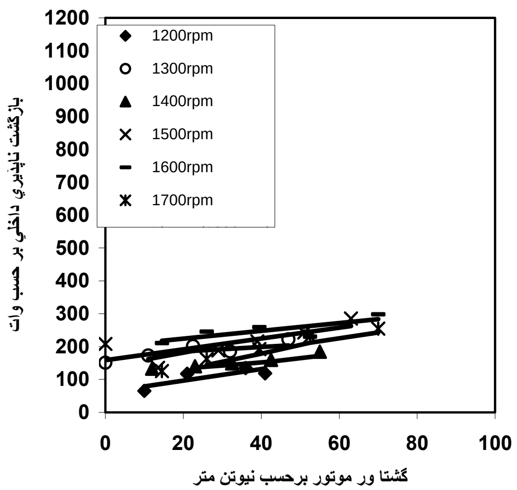
با افزایش سرعت موتور به علت افزایش دبی جرمی ورودی به موتور، بازگشت ناپذیری‌ها افزایش یافته‌اند. این افزایش در گشتاورهای زیاد به علت افزایش دمای انباره (و افزایش بازگشت ناپذیری انتقال حرارت) از شیب بیشتری برخوردار است. شکل (۱۵) نشان می‌دهد افزایش سرعت موتور، تأثیر جزئی بر بازگشت ناپذیری داخلی داشته است.



شکل ۱۰ تغییرات بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز نسبت به گشتاور موتور در موتور OM314



شکل ۱۱ تغییرات بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت انباره اگزوز نسبت به گشتاور موتور در موتور OM314

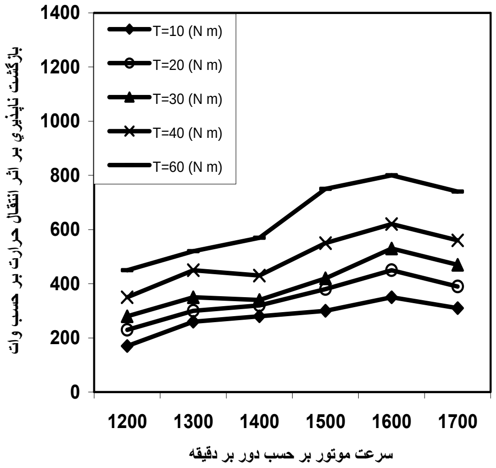


شکل ۱۲ تغییرات بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره اگزوز نسبت به گشتاور موتور در موتور OM314

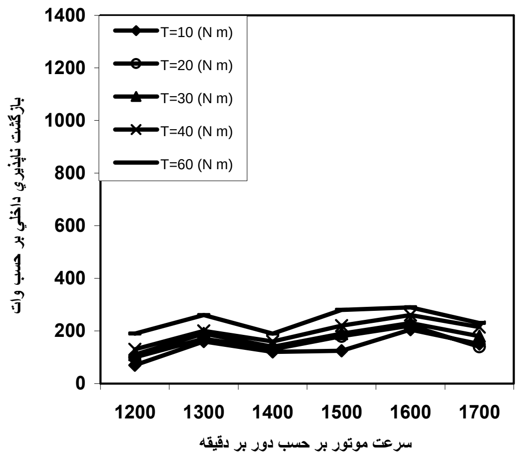
با مقایسه‌ی شکل‌های (۱۰)، (۱۱)، (۱۲) با شکل‌های (۱۳)، (۱٤)، (۱۵) که تأثیر گشتاور را در بازگشت ناپذیری‌ها نمایش داده اند، نتیجه می‌گیریم که هم افزایش سرعت و هم افزایش گشتاور، باعث افزایش بازگشت ناپذیری‌ها می‌شوند؛ اما با توجه به شکل‌های (٤)، (٥)، (٦) نقش افزایش سرعت در افزایش دسی بل صدا از گشتاور بیشتر است و این به دلیل افزایش تعداد باز شدن سوپاپ‌های دود در واحد زمان است که در سرعت‌های زیاد موتور رخ می‌دهد.

شکل‌های (١٦)، (١٧)، (١٨)، (١٩)، (٢٠) و (٢١) تغییرات بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز نسبت به تغییرات اختلاف دما و فشار دو طرف انباره در سرعت‌ها و گشتاورهای مختلف موتور را نشان می‌دهند. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش اختلاف دما و یا اختلاف فشار دو سر انباره، مقادیر بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش می‌یابند. علت تفاوت در شیب تغییرات افزایش بازگشت‌ناپذیری با افزایش اختلاف دما و اختلاف فشار دو سر انباره مربوط به تأثیری است که در اختلاف انتالپی و انتروپی دو طرف انباره ایجاد می‌کنند که خود به خود بر بازگشت‌ناپذیری تأثیر می‌گذارند.

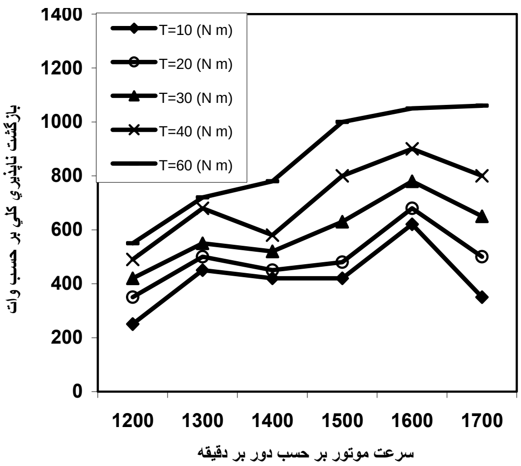
اختلاف فشار در مدل گاز کامل فقط در تغییر انتروپی مؤثر است، در حالی که اختلاف دما هم در تغییر انتالپی و هم در تغییر انتروپی تأثیر می‌گذارند. با توجه به مقایسه شکل(١٦) با شکل (١٩) و رابطه‌ی (٨) درمی‌یابیم که تغییر افت فشار با شیب بسیار زیادی در بازگشت ناپذیری کلی انباره مؤثر بوده است؛ این اهمیت افت فشار را دربازگشت ناپذیری و صدای اگزوز نشان می‌دهد (شکل(٢٢)). در تغییرات افت فشار و اختلاف دما نسبت به بازگشت ناپذیری ها مشاهده می‌شود که بازگشت ناپذیری داخلی، تأثیر بسیار ناچیزی از افت فشار و افت دما داشته است. در شکل‌های (٢٢) و (٢٣) اثر اختلاف دما و افت فشار بر دسی بل صدا نشان داده شده است. این نتایج، ارتباط بیشتر افت فشار به صدای اگزوز را در مقایسه با اختلاف دما نشان داده است.



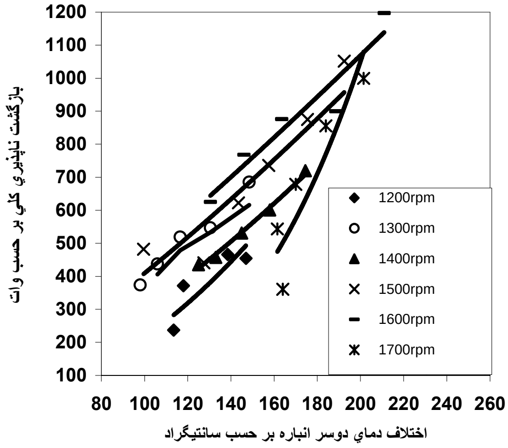
شکل ۱۳ تغییرات بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز نسبت به تغییرات سرعت موتور OM314



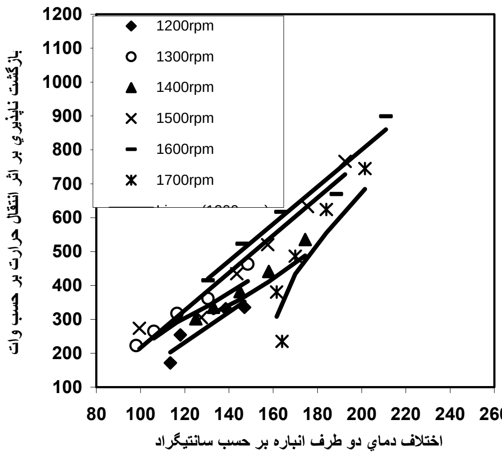
شکل ۱٤ تغییرات بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت انباره اگزوز نسبت به تغییرات سرعت موتور OM314



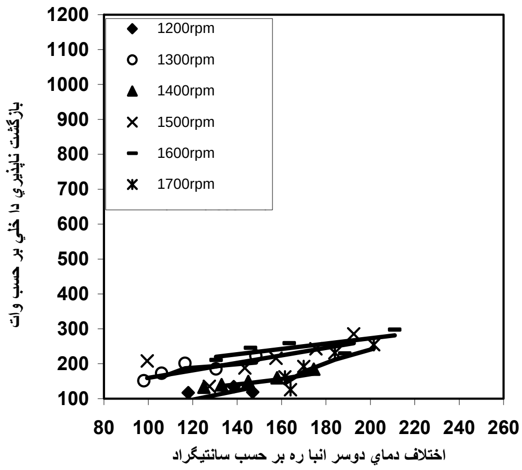
شکل ۱۵ تغییرات بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره اگزوز نسبت به سرعت در موتور OM314



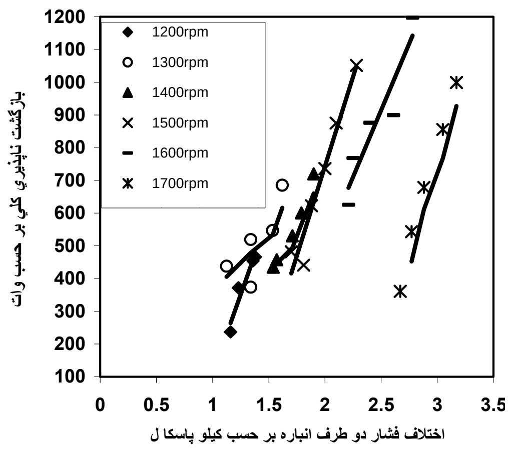
شکل ۱٦ تغییرات بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز نسبت به اختلاف دمای متوسط انباره با دمای محیط



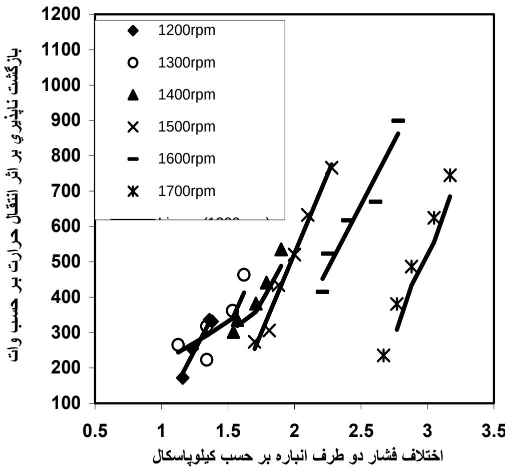
شکل ۱۷ تغییرات بازگشت‌ناپذیری به علت انتقال حرارت انباره اگزوز نسبت به اختلاف متوسط انباره با محیط



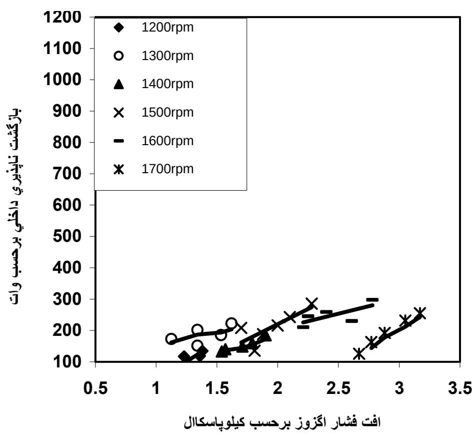
شکل ۱۸ تغییرات بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره اگزوز نسبت به اختلاف دمای متوسط انباره با دمای محیط



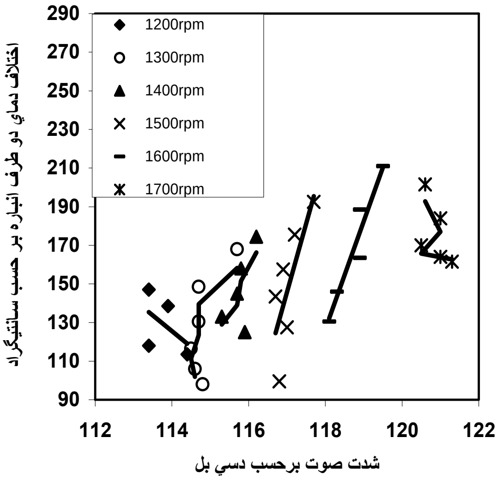
شکل ۱۹ تغییرات بازگشت‌ناپذیری کلی انباره اگزوز نسبت به افت فشار دوطرف اگزوز موتور OM314



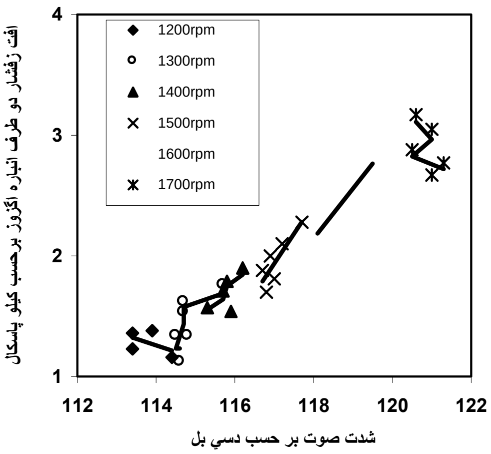
شکل ۲۰ تغییرات بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت انباره نسبت به افت فشار دوطرف اگزوز موتور OM314



شکل ۲۱ تغییرات بازگشت‌ناپذیری داخلی انباره نسبت به افت فشار دوطرف اگزوز موتور OM314



شکل ۲۲ تغییرات اختلاف دمای متوسط دوطرف انباره اگزوز نسبت به دسی بل صدای اگزوز موتور OM314



شکل ۲۳ تغییرات افت فشار دوطرف انباره اگزوز نسبت به دسی بل صدای اگزوز در موتور

نتیجه‌گیری

۱. در این کار پژوهشی، ارتباط بازگشت‌ناپذیری‌ها و شدت صدای اگزوز مورد بررسی واقع شده است.

۲. در این پروژه با سه برابر شدنِ بازگشت‌ناپذیری‌ها فقط ده درصد دسی‌بل صدا افزایش یافته است؛ پس ممکن است تأثیر بازگشت‌ناپذیرها فقط در ده درصد شدت صدای اگزوز مؤثر باشد.

۳. بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت انباره اگزوز نقش تعیین‌کننده‌تری از سایر بازگشت‌ناپذیری‌ها دارد؛ به همین دلیل برای کاهش صدا از دیدگاه قانون دوم

ترمودینامیک، بهترین روش، سردکردن انبـاره اگـزوز است.

٤. عامل اصلی شدت صدای اگزوز، سرعت موتور است و علت آن افـزایش تعـداد بازشـدن سـوپاپ دود در واحد زمان است.

۵. افزایش گشتاور موتور، مشابه افزایش بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت مـی‌توانـد بـه صـورت محـدودی در افزایش صدای اگزوز مؤثر باشد.

مراجع

1. Nilsson, D., "Energy, exergy and emergy analysis of using straw as fuel in district heating plants", Biomass ans Bioenergy, Vol. 13 pp 3-73, (1997).

۲. لیاقتی؛ غلامعلی، "اکوستیک در معماری"، انتشارات دانشگاه ملی ایران، (۱۳۵۷)

3. Rosen, M.A, "Clarifying thermodynamic efficiencies and losses via exergy", *Exergy, an International Jornal 2*, 3-5, (2002).

4. Wark, K. "Advanced Thermodynamic for Engineers", McGraw-Hill Inc, Singapore, (1995)

۵. سنجل؛ یونس ، بولز؛ مایکل، "ترمودینامیک از دیدگاه مهندسی"، ترجمه‌ی محمدرضا مه‌پیکر، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، (۱۳۸۰).

6. Sonntag, Borgnakke& Van Wylen, "Fundamentals of thermodynamics", Wiely & Sons, (1998).

۷. معتمدی؛ اسفندیار ، "موج و صوت"، انتشارات پژوهش، (۱۳۷۲)

۸. جهانگیری؛ نادر ، "آواشناسی اکوستیک"، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد، (۱۳۷٤)

۹. کینزلر؛ لارنس ئی ، فرای؛ آستین آر. " مبانی اکوستیک"، ترجمه‌ی ضیاءالدین اسماعیلی بیگی، مهدی برکشلی، انتشارات امیرکبیر، (۱۳٦٤)

10. Sapsford S.M., "Application of nonlinear modeling to intake and exhust system design", *International Seminar High- Performance Soark Ignition Engines for passenger cars*, Technical papers, Milano (Italy), Nov., 5-6, (1992).